



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ŘETĚZOVÝ POSUNOVAČ**

CREEPER

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Zdeněk Kadla**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**

**BRNO 2019**

## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Zdeněk Kadla**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### Řetězový posunovač

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výpočet a konstrukční řešení řetězového posunovače pro technologickou výrobní linku dle zadaných parametrů.

Tažná síla 4 550 N.

Rychlosti pojezdu 0,075/0,15 m.s<sup>-1</sup>.

Délka pojezdu 65 m.

#### Cíle bakalářské práce:

Vypracovat technickou zprávu s rozбором a s výpočtem navrhovaného řešení, s popisem mezních možností řetězových převodů a různých typů řetězů.

Nakreslit sestavný výkres zařízení, podstavu pohonu s napínáním řetězu a důležité detailní výkresy.

#### Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír Klapita. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel Vávra. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením řetězového posunovače pro technologickou výrobní linku. Součástí této práce je vypracovaná technická zpráva s rozбором a výpočtem navrhovaného řešení, s popisem mezních možností řetězových převodů a různých typů řetězů. Přílohou je výkresová dokumentace obsahující sestavný výkres zařízení, podsestavu pohonu s napínáním řetězu a detailní výkres hnacího řetězového kola.

## KLÍČOVÁ SLOVA

řetězový posunovač, řetěz, pohon, řetězové kolo

## ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of the creeper for technological production line. Part of this thesis is the technical report with analysis and calculation of the proposed solution, describing the ultimate possibility of chain drives and different types of chain. Attached to the project is drawing documentation containing the plan of the facility, subassembly drive chain tension and the detailed drawing of the drive chain wheel.

## KEYWORDS

creeper, chain, engine, chain wheel

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KADLA, Z. *Řetězový posunovač*. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 39 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2019

.....

Zdeněk Kadla

## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odbornou pomoc, ochotu a trpělivost při zpracování této práce. Dále své rodině a blízkým za podporu při studiu.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Mezní možnosti řetězových převodů .....	10
1.1 Počet zubů řetězových kol .....	10
1.2 Polygonový efekt (nerovnoměrnost chodu) .....	10
1.3 Konstrukce a montáž řetězového převodu .....	11
2 Druhy řetězů .....	12
2.1 Čepové řetězy .....	13
2.2 Ewartovy řetězy .....	13
2.3 Lamelové řetězy .....	14
2.4 Pouzdrové řetězy .....	14
2.5 Válečkové řetězy .....	15
2.6 Zubové řetězy .....	15
2.7 Člákové řetězy .....	16
2.8 Gallovy řetězy .....	16
2.9 Fleyerovy řetězy .....	17
3 Návrh řetězového posunovače .....	18
3.1 Návrh pohonu .....	18
3.2 Výpočet základních parametrů pohonu .....	22
3.3 Pevnostní kontrola řetězu .....	26
3.4 Kontrola síly na výstupní hřídel převodovky .....	28
3.5 Kontrola ložisek vratného řetězového kola .....	29
4 Hlavní části řetězového posunovače .....	31
4.1 Pohon s napínáním řetězu .....	31
4.2 Dráha .....	32
4.3 Pomocný vozík .....	33
4.4 Vratná stanice .....	33
Závěr .....	34
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	37
Seznam příloh .....	39



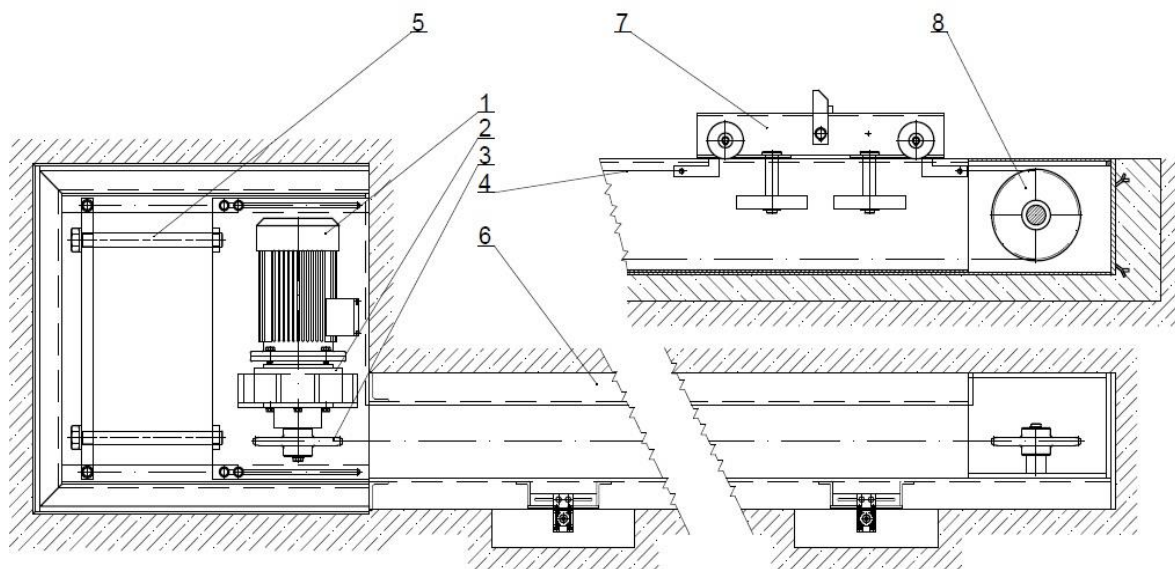
## Úvod

Cílem bakalářské práce je vypracování technické zprávy řetězového posunovače s rozбором a výpočtem navrhovaného řešení.

Hlavní funkce tohoto zařízení je jednosměrný posun pecního vozíku po kolejích.

Základ posunovače tvoří hnací a vratná stanice propojené dráhou. Tato dráha slouží jako vedení pro pomocný vozík, který je tažen pomocí řetězu mezi stanicemi pod úrovní podlahy. Součástí pomocného vozíku je sklopný palec umožňující posun pecního vozíku.

V pracovním chodu se palec opře o tlačnou desku vozíku a tlačí ho. Při zpětném chodu se palec o vozík sklopí a pomocný vozík se vrátí do základní polohy.



obr.1 – Schéma řetězového posunovače

### Legenda:

- 1) elektromotor
- 2) převodovka
- 3) hnací řetězové kolo
- 4) řetěz
- 5) napínací šroub
- 6) dráha
- 7) pomocný vozík
- 8) vratné řetězové kolo

# 1 MEZNÍ MOŽNOSTI ŘETĚZOVÝCH PŘEVODŮ

## 1.1 POČET ZUBŮ ŘETĚZOVÝCH KOL

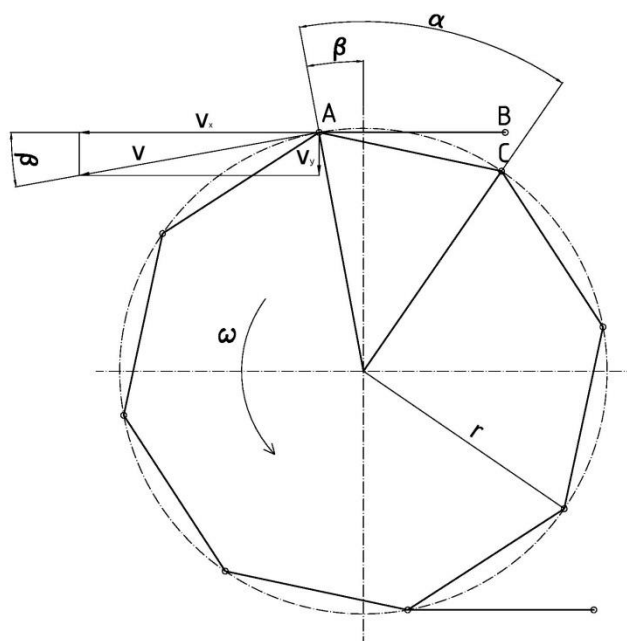
Doporučený minimální počet zubů pro řetězová kola s malou roztečí je 17 zubů, pro řetězová kola s větší roztečí je 19 respektive 21 zubů. Tyto doporučené počty zubů zajišťují klidný chod, vyšší životnost řetězu a menší hlučnost.

Větší kolo by u běžných převodů nemělo přesáhnout 114 zubů. Při větším počtu zubů může docházet k prodloužení rozteče řetězu, válečky se při záběru nedotýkají paty zubu a dna zubové mezery, ale pouze hlavy zubu.

Převodový poměr by neměl být větší než 8 až 9 u řetězů s menší roztečí a 6 až 7 u řetězů s větší roztečí. Lze realizovat i převody s vyšším převodovým poměrem, zpravidla však za cenu snížení životnosti řetězu. [2]

## 1.2 POLYGONOVÝ EFEKT (NEROVNOMĚRNOST CHODU)

Při návrhu většiny řetězových převodů je požadováno, aby měl řetězový převod minimální rozměry. Toho je možné dosáhnout pouze pomocí malého počtu zubů řetězového kola. Použití menšího než doporučeného počtu zubů má za následek tzv. Polygonový efekt. Řetězové kolo je možné si představit jako pravidelný  $n$ -úhelník vepsaný do jeho roztečné kružnice, kde  $n$  je počet zubů řetězového kola a délka strany je rovna rozteči řetězu. [2]

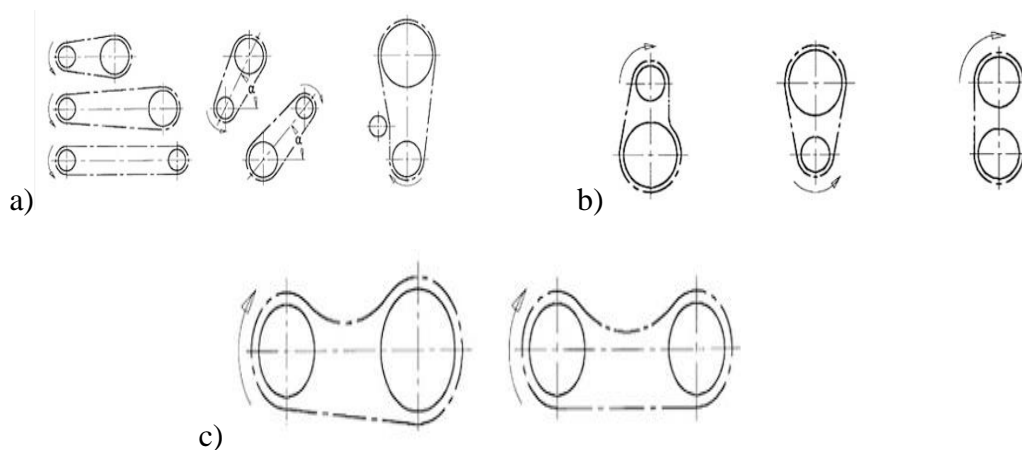


obr.2 – Polygonový efekt [2]

Při konstantní úhlové rychlosti  $\omega$  dochází ke kolísání obvodové rychlosti  $v$ , periodické zrychlování a zpředování. Dochází tak k rázům a tím i k dynamickému namáhání řetězového převodu.

### 1.3 KONSTRUKCE A MONTÁŽ ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU

Při konstrukci řetězového převodu se vždy snažíme, aby horní větev byla tažná a spodní větev volná.



obr.3 – Konstrukce řetězového převodu: a) správné, b) méně vhodné, c) nevhodné řešení

Montáž řetězových kol musí být poměrně přesná. Je třeba dbát na rovinnost a co nejmenší přesazení obou řetězových kol.

Při montáži nového řetězu je doporučen několikanásobný záběh řetězu ke stabilizaci jeho délky. Nikdy nemontujeme nový řetěz na opotřebovaná řetězová kola.

## 2 DRUHY ŘETĚZŮ

U řetězových převodů se přenáší výkon mezi řetězovými koly a řetězem tvarovým stykem, takže nedochází ke skluzu a střední hodnota převodového poměru zůstává konstantní.

### Výhody:

- převod bez skluzu
- vysoká účinnost (98-99%)
- dlouhá životnost
- možnost pohánět jedním řetězem více rovnoběžných hřídelů
- odolnost vůči vlhkému a prašnému prostředí

### Nevýhody:

- vyšší pořizovací náklady
- požadavky na vysokou přesnost montáže
- nerovnoměrný chod při použití malého počtu zubů řetězového kola
- hlučnost

### Použití:

- dopravní a zdvihací zařízení
- zemědělské stroje
- převody motocyklů
- pohon rozvodů spalovacích motorů

### Druhy hnacích řetězů:

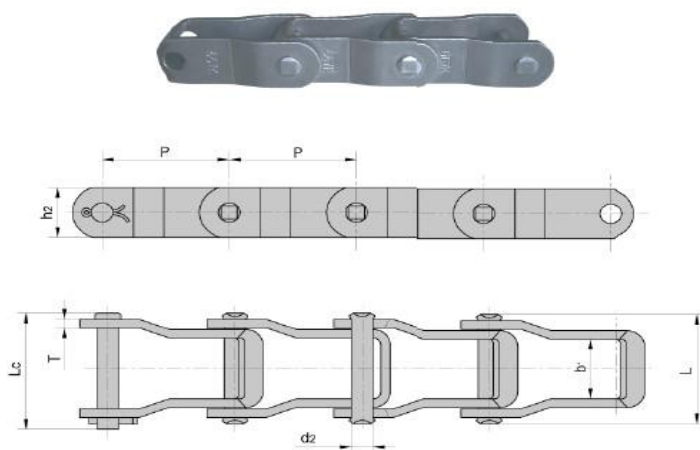
- čepové
- Ewartovy
- lamelové
- pouzdrové
- válečkové
- zubové

### Druhy zdvihacích řetězů:

- článkové
- Gallův
- Flyerův

## 2.1 ČEPOVÉ ŘETĚZY

Řetěz se skládá z otevřených článků z temperované litiny, které se spojují ocelovými čepy, uloženými nehybně v okách a otočně v uložení článku. Čepový řetěz je dostatečně masivní a může pracovat v náročných podmínkách. [6]



Obr. 4 - Čepový řetěz [6]

## 2.2 EWARTOVY ŘETĚZY

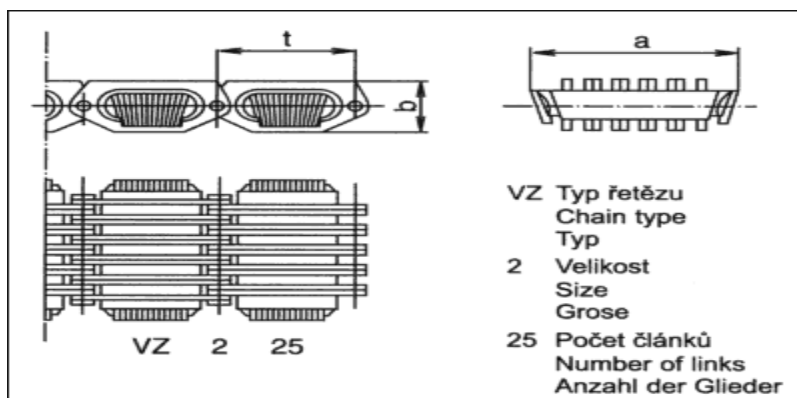
Řetěz je tvořen z uzavřených článků z temperované litiny, které mají na jedné straně válcový čep, kdežto na protější straně je otevřená hákovitá objímka, kterou je možno při určitém naklonění článku navléci na čep dalšího článku. Řetěz je velmi ohebný a pevný s pohodlným spojováním článků na kterémkoliv místě, a může tedy být libovolně zkrácen či prodloužen. Řetěz vzdoruje vlhku a je stálý v teple. [6]



Obr. 5 - Ewartův řetěz [6]

## 2.3 LAMELOVÉ ŘETĚZY

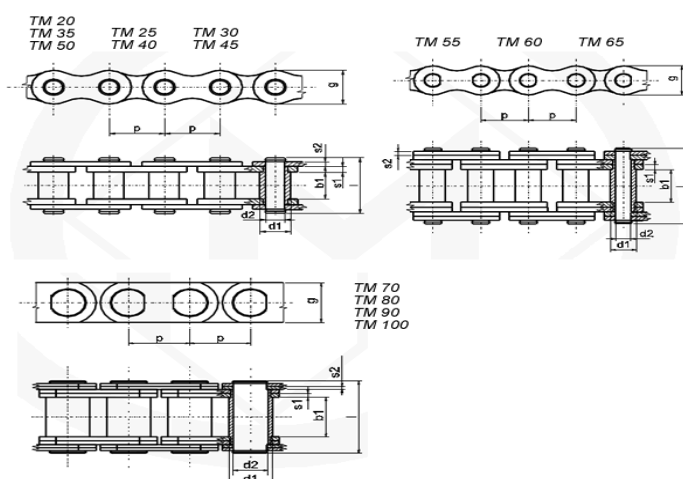
Řetěz se skládá z několika řad ocelových pásnic navlečených na kalených čepech. V pásnicích jsou oválné otvory, do kterých jsou střídavě navlečeny lamely s nosy, které přenášejí výkon z řetězu na radiálně drážkované kuželové kotouče u variátorů.



Obr. 6 - Lamelový řetěz [7]

## 2.4 POUZDROVÉ ŘETĚZY

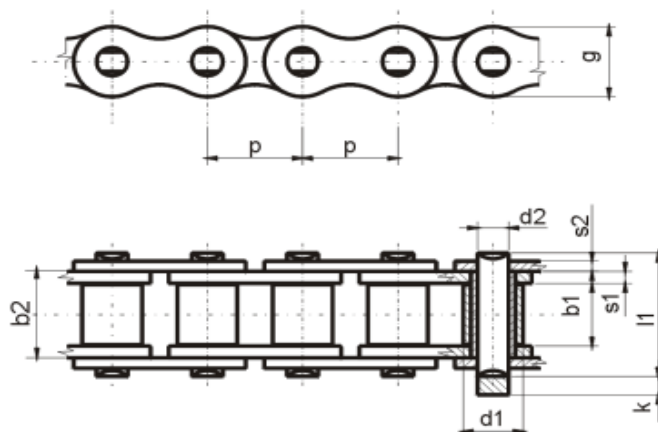
Pouzdrový řetěz je velmi podobný válečkovému. Liší se tím, že nemá válečky, které snižují tření, proto je vhodný pro menší rychlosti. Běžná dovolená rychlost pohybu řetězu je pro pomaluběžné pouzdrové řetězy 0,3 až 1,2 m/s, max. 3,0 m/s. Pouzdrové řetězy se nejčastěji používají v trvalém pracovním režimu v hrubých provozních podmínkách, v provozech teplých a vlhkých, kde nelze použít řemeny apod. [8]



Obr. 7- Pouzdrový řetěz [9]

## 2.5 VÁLEČKOVÉ ŘETĚZY

Válečkový řetěz je vytvořen spojením vnitřních a vnějších článků. Vzájemná pohyblivost sousedních článků je umožněna točným uložením čepu vnějšího článku v pouzdru vnitřního článku. Na každém pouzdru je nasazen otočný váleček, který snižuje tření při náběhu na řetězové kolo. Proto je tento typ řetězu vhodný pro větší obvodové rychlosti. Pro přenos větších výkonů je možné použít řetěz dvouřadý, třířadý nebo i víceřadý. [10]



Obr. 8 - Válečkový řetěz [11]

## 2.6 ZUBOVÉ ŘETĚZY

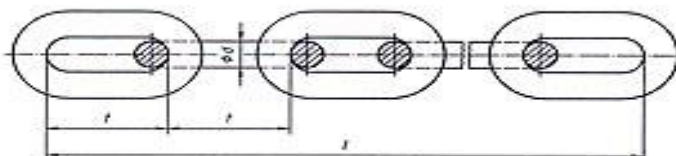
Zubový článek se skládá z tvarových destiček, které jsou navlečeny na kalených čepích. Řetěz vyniká svým tichým chodem, ale vzhledem ke své velké hmotnosti je potřeba při vyšších rychlostech počítat s velkou odstředivou silou.



Obr. 9 - Zubový řetěz [12]

## 2.7 ČLÁNKOVÉ ŘETĚZY

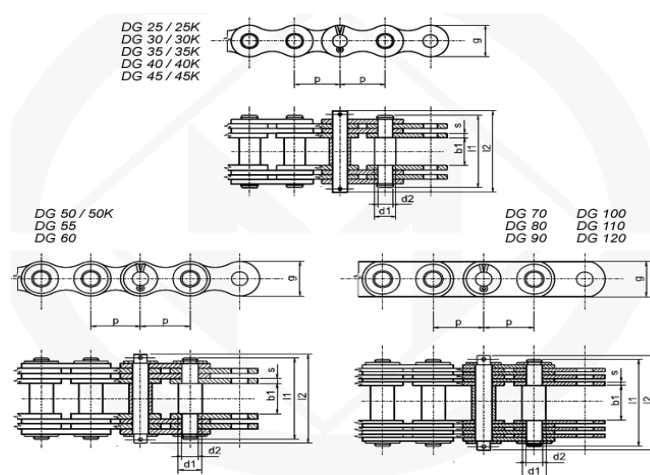
Článekový řetěz vzniká pohyblivým spojením, obvykle kovových článků, svařením. Využití naleznete zejména ve strojírenské výrobě, zemědělství, lesnictví, lodní dopravě, těžebním průmyslu apod.



Obr. 10 - Článekový řetěz [13]

## 2.8 GALLOVY ŘETĚZY

Gallův řetěz je sestaven z řady čepů, na jejichž osazených koncích jsou otočně nasunuty destičky. Konce čepů jsou roznýtované. Ke spojení obou konců řetězu se používá spojka, která je tvořena čepem bez osazení, rozpěrným válečkem a závlačkami. U větších velikostí jsou pod závlačkami podložky. Gallové řetězy se používají jako nosné řetězy a také pro pomalý přenos velké tažné síly rychlostí max. 0,3m/s. [14]

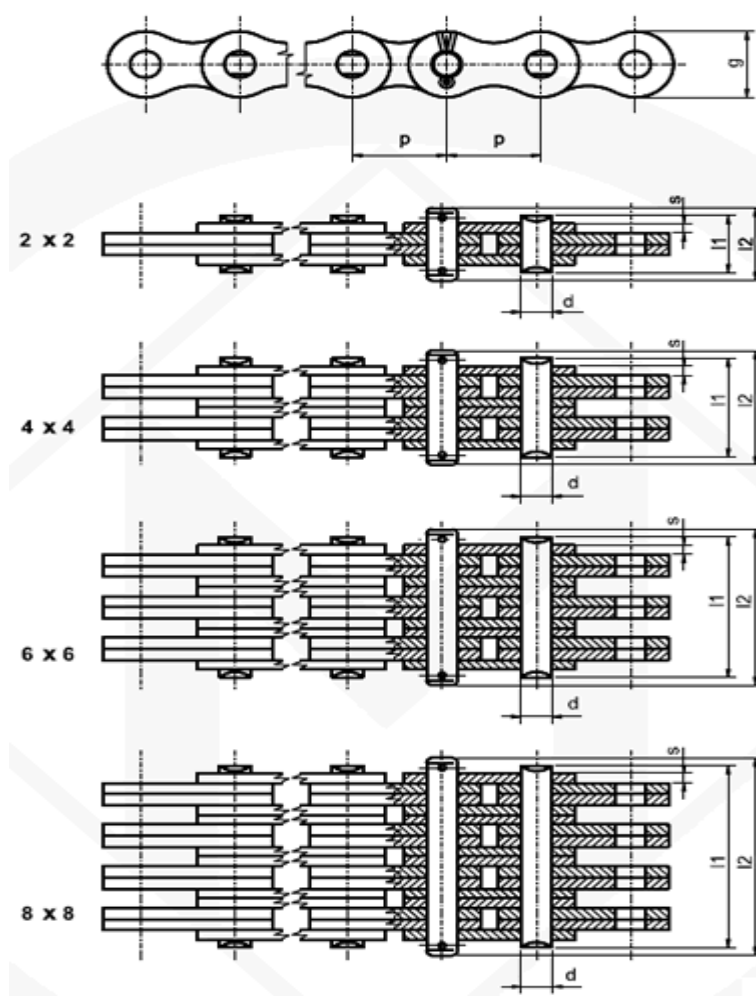


Obr. 11 - Gallův řetěz [15]



## 2.9 FLEYEROVY ŘETĚZY

Fleyerovy řetězy jsou vytvořeny řadou čepů, na nichž jsou po celé délce střídavě nasunuty v různých kombinacích destičky sousedních článků. Vnější destičky jsou nalisovány a konce čepů roznýtované. Pro pevné uchycení konců řetězu se používají závěsné destičky. Řetězy se používají jako tažné nebo nosné, nelze je použít jako hnací, protože svou konstrukcí neumožňují použití řetězových kol. Uplatnění nacházejí tam, kde použití ocelových lan není vhodné. [16]



Obr. 12 - Fleyerův řetěz [17]

### 3 NÁVRH ŘETĚZOVÉHO POSUNOVAČE

#### 3.1 NÁVRH POHONU

##### 3.1.1 NÁVRH MOTORU

Volba motoru vychází z minimálního potřebného výkonu pohonu  $P$ .

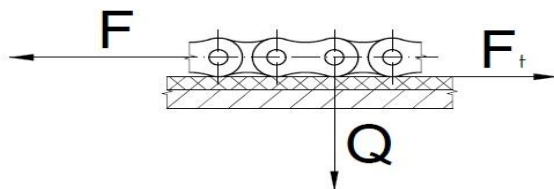
Vzhledem k velké osové vzdálenosti je potřeba k zadané tažné síle  $F$  připočítat třecí sílu  $F_t$

Řetěz je veden v plechovém žlabu, na který je přimontována Polyamidová deska (PA6) se součinitelem tření  $f_t = 0,4$ .

Předběžně je volen řetěz dle DIN 8187 16B-1 Renold typ Standard.

**Dáno:**

- $F = 4\,550\text{ N}$  ... zadaná tažná síla
- $f_t = 0,4$  ... součinitel tření mezi řetězem a vedením
- $q = 2,8\text{ kg/m}$  ... váha řetězu na metr jeho délky
- $v = 0,075\text{ m/s}$  ... pracovní rychlost pojezdu
- $a = 65\text{ m}$  ... osová vzdálenost
- $g = 9,81\text{ m/s}^2$  ... gravitační zrychlení



Obr. 13 – Určení třecí síly

**Třecí síla**

$$F_t = q \cdot a \cdot g \cdot f_t = 2,8 \cdot 65 \cdot 9,81 \cdot 0,4 = 714\text{ N}$$

**Výsledná tažná síla**

$$F_T = F + F_t = 4550 + 714 = 5\,264\text{ N}$$

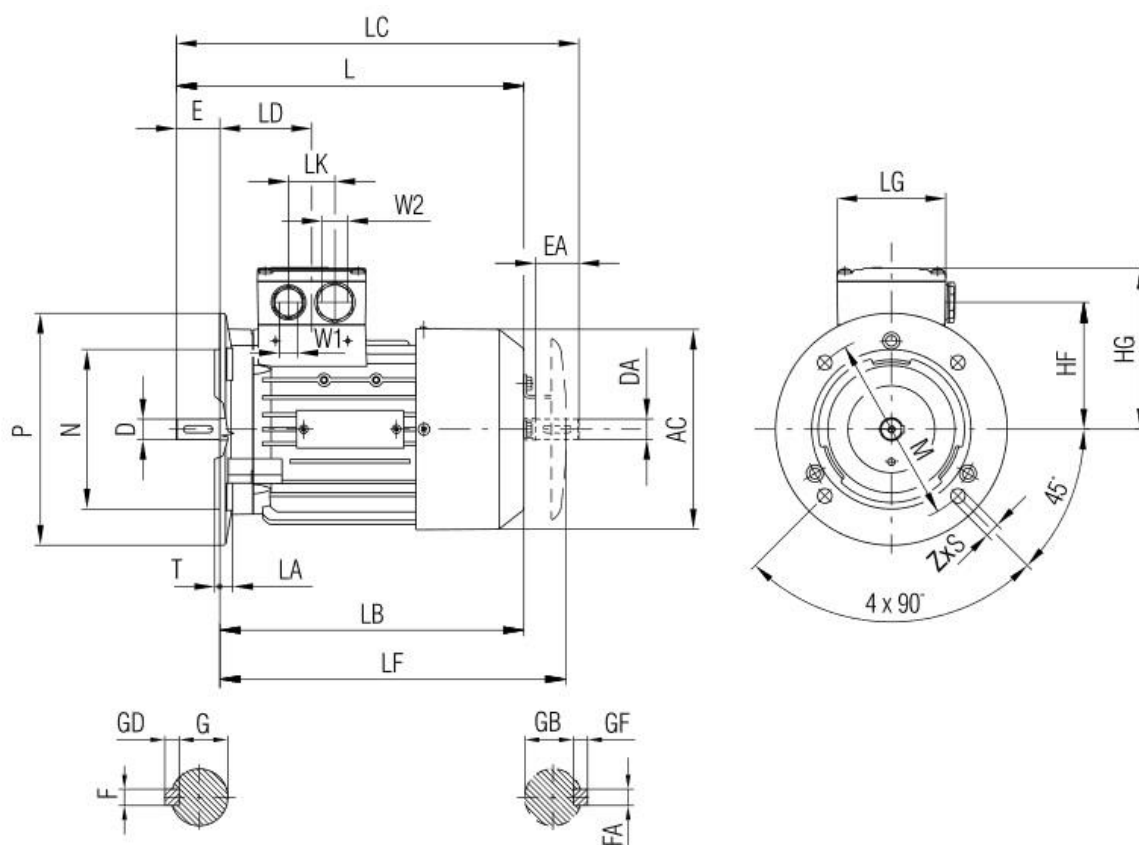
**Výkon motoru**

$$P = F_T \cdot v = 5264 \cdot 0,075 = 395\text{ W}$$

Podle zjištěného minimálního výkonu motoru je volen elektromotor od firmy SIEMENS, typ 1LA7 096-0AB61. Jedná se přepólovatelný asynchronní elektromotor, s počtem pólů 4 a 8.

Údaje o motoru [5]

- jmenovité otáčky  $n_4 = 670 \text{ min}^{-1}$   $n_8 = 1375 \text{ min}^{-1}$
- jmenovitý výkon  $P_4 = 500 \text{ W}$   $P_8 = 700 \text{ W}$
- poměrný záběrný moment  $M_z/M_n = 1,4$
- hmotnost motoru  $m = 13,2 \text{ kg}$
- tvar motoru IM B5
- velikost 90



Obr. 14 - Elektromotor SIEMENS [5]

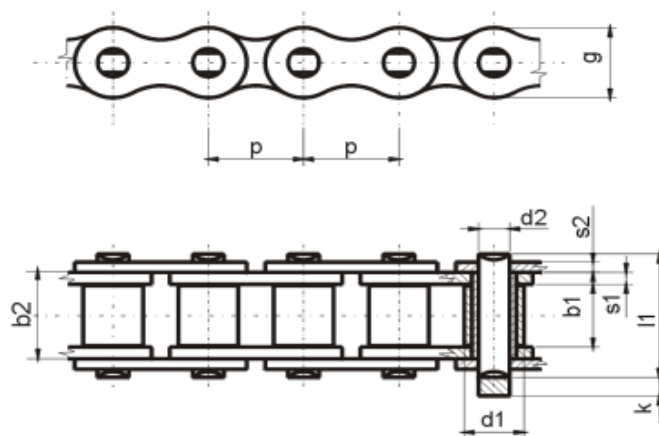
Tab. 1 Rozměry elektromotoru [5]

Velikost	Velikost příruby		AC	HF	HG	L	LA
90	FF165		173,6	104,5	128	331	10
<b>LB</b>	<b>LC</b>	<b>LD</b>	<b>LF</b>	<b>LG</b>	<b>LK</b>	<b>M</b>	<b>N</b>
281	389	79	333	75	32	165	130
<b>P</b>	<b>S</b>	<b>T</b>	<b>W1</b>	<b>W2</b>	<b>D</b>	<b>DA</b>	<b>E</b>
200	12	3,5	M16x1,5	M25x1,5	24	19	50
<b>EA</b>	<b>F</b>	<b>FA</b>	<b>G</b>	<b>GB</b>	<b>GD</b>	<b>GF</b>	<b>Z</b>
40	8	6	20	15,5	7	6	4



### 3.1.3 NÁVRH ŘETĚZU

Je volen jednořadý válečkový řetěz 16 B-1 dle DIN 8187 od firmy Renold typ Standard



Obr.16 - Válečkový řetěz [11]

Tab. 3 Rozměry válečkového řetězu 16 B-1 [11]

řetěz	P	b <sub>1</sub> min.	d <sub>1</sub> h10	d <sub>2</sub> h9
16 B-1	25,4	17,02	15,88	8,28
b <sub>2</sub> max.	g	s <sub>1</sub>	s <sub>2</sub>	l <sub>1</sub> max.
25,45	21,08	3,5	3	36,1

## 3.2 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ POHONU

### 3.2.1 OTÁČKY HNACÍHO HŘÍDELE

Dáno:

- $n_4 = 670 \text{ min}^{-1}$  ...jmenovité otáčky elektromotoru pro 4 póly
- $n_8 = 1375 \text{ min}^{-1}$  ...jmenovité otáčky elektromotoru pro 8 pólů
- $i = 83$  ...převodový poměr převodovky

Pracovní chod

$$n_1 = \frac{n_4}{i} = \frac{670}{83} = 0,134 \text{ s}^{-1}$$

Zpětný chod

$$n_2 = \frac{n_8}{i} = \frac{1375}{83} = 0,276 \text{ s}^{-1}$$

### 3.2.2 OBVOD ŘETĚZOVÉHO KOLA

Dáno:

- $v = 0,075 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  ...zadaná pracovní rychlost
- $n_1 = 0,134 \text{ s}^{-1}$  ...otáčky hnacího hřídele (pracovní chod)

$$o = \frac{v}{n_1} = \frac{0,075}{0,1345} = 0,558 \text{ m} = 558 \text{ mm}$$

### 3.2.3 POČET ZUBŮ ŘETĚZOVÉHO KOLA

Dáno:

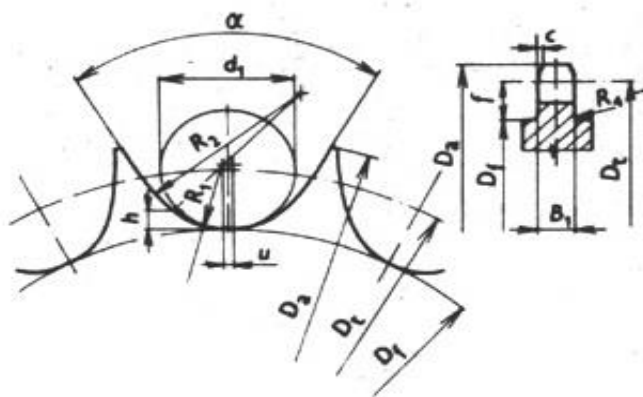
- $p = 25,4 \text{ mm}$  ...rozteč řetězu
- $o = 558 \text{ mm}$  ...obvod řetězového kola

$$z = \frac{o}{p} = \frac{558}{25,4} = 21,96$$

počet zubů musí být celé číslo, je voleno  $z = 22$

### 3.2.4 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY ŘETĚZOVÉHO KOLA

Výpočet dle [1]



Obr. 17 - Řetězové kolo dle ČSN 01 4811 [3]

**Dáno:**

- $p = 25,4 \text{ mm}$  ...rozteč řetězu
- $z = 22$  ...počet zubů řetězového kola
- $d_1 = 15,88 \text{ mm}$  ...průměr válečku řetězu
- $b_1 = 17,02 \text{ mm}$  ...vnitřní šířka řetězu

**Průměr roztečné kružnice**

$$d = \frac{p}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{22}} = 178,48 \text{ mm}$$

**Průměr hlavové kružnice**

$$d_{a \min} = d + 0,5 d_1 = 178,48 + 0,5 \cdot 15,88 = 186,42 \text{ mm}$$

$$d_{a \max} = d + 1,25 p - d_1 = 178,48 + 1,25 \cdot 25,4 - 15,88 = 194,35 \text{ mm}$$

**Průměr patní kružnice**

$$d_f = d - d_1 = 178,48 - 15,88 = 162,6 \text{ mm}$$

**Poloměr boku zubu**

$$r_{e \min} = 0,12 d_1 (z + 2) = 0,12 \cdot 15,88 \cdot (22 + 2) = 45,73 \text{ mm}$$

$$r_{e \max} = 0,008 d_1 (z^2 + 180) = 0,008 \cdot 15,88 \cdot (22^2 + 180) = 84,35 \text{ mm}$$

**Poloměr dna zubní mezery**

$$r_i = 0,505 d_1 = 0,505 \cdot 15,88 = 8,02 \text{ mm}$$

**Úhel otevření**

$$\alpha = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{22} = 115^\circ 55'$$

**Rozdíl poloměrů roztečné kružnice a věnce**

$$f_d = 0,7 p = 0,7 \cdot 25,4 = 17,78 \text{ mm}$$

**Největší průměr věnce**

$$d_g = d - 2 f_d = 178,48 - 2 \cdot 17,78 = 142,92 \text{ mm}$$

**Poloměr zaoblení zubů**

$$r_x = 1,5 d_1 = 1,5 \cdot 15,88 = 23,82 \text{ mm}$$

**Zaoblení zubů**

$$b_a = (0,1 - 0,15) d_1 = 0,125 \cdot 15,88 = 1,985 \text{ mm}$$

**Šířka zubu řetězového kola**

$$b_{f1} = 0,93 b_1 = 0,93 \cdot 17,02 = 15,83 \text{ mm}$$



**Dovolené obvodové házení patní kružnice**

$$\delta = 0,008 d_1 + 0,08 = 0,008 \cdot 15,88 + 0,08 = 0,207 \text{ mm}$$

**Dovolené čelní házení na průměru patní kružnice**

$$\delta_z = 0,009 d_1 + 0,08 = 0,009 \cdot 15,88 + 0,08 = 0,223 \text{ mm}$$

**3.2.5 SKUTEČNÁ RYCHLOST POJEZDU****Dáno:**

- $d = 178,48 \text{ mm}$  ...průměr na roztečné kružnici řetězového kola
- $n_1 = 0,134 5 \text{ s}^{-1}$  ...otáčky hnacího hřídele (pracovní chod)
- $n_2 = 0,276 1 \text{ s}^{-1}$  ...otáčky hnacího hřídele (zpětný chod)

**Pracovní chod**

$$v_1 = \pi d n_1 = \pi \cdot 178,48 \cdot 10^{-3} \cdot 0,134 5 = 0,075 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

**Zpětný chod**

$$v_2 = \pi d n_2 = \pi \cdot 178,48 \cdot 10^{-3} \cdot 0,276 1 = 0,154 8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost pojezdu je v pracovním chodu o 0,5 % a ve zpětném chodu o 3,2% vyšší než zadaná.

### 3.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA ŘETĚZU

Výpočet dle [4]

#### 3.3.1 CELKOVÉ ZATÍŽENÍ ŘETĚZU

Dáno:

- $P_4 = 500 \text{ W}$  ...jmenovitý výkon elektromotoru pro 4 póly
- $v_1 = 0,0754 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  ...pracovní rychlost pojezdu
- $\eta_p = 0,98$  ...účinnost převodovky

**Obvodová síla**

$$F_o = \frac{P_4}{v_1} \cdot \eta_p = \frac{500}{0,0754} \cdot 0,98 = 6\,499 \text{ N}$$

**Odstředivá síla**

Vzhledem k malé obvodové rychlosti (nižší než  $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ), je tato síla zanedbatelná a dále bude brána obvodová síla jako celková.

#### 3.3.2 KOEFICIENTY STATICKÉ A DYNAMICKÉ BEZPEČNOSTI

Dáno:

- $F_B = 60\,000 \text{ N}$  ...zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu [11]
- $F_o = 6\,499 \text{ N}$  ...celkové zatížení řetězu
- $Y = 1,4$  ...součinitel rázu, voleno dle [4] tab. A<sub>2</sub>

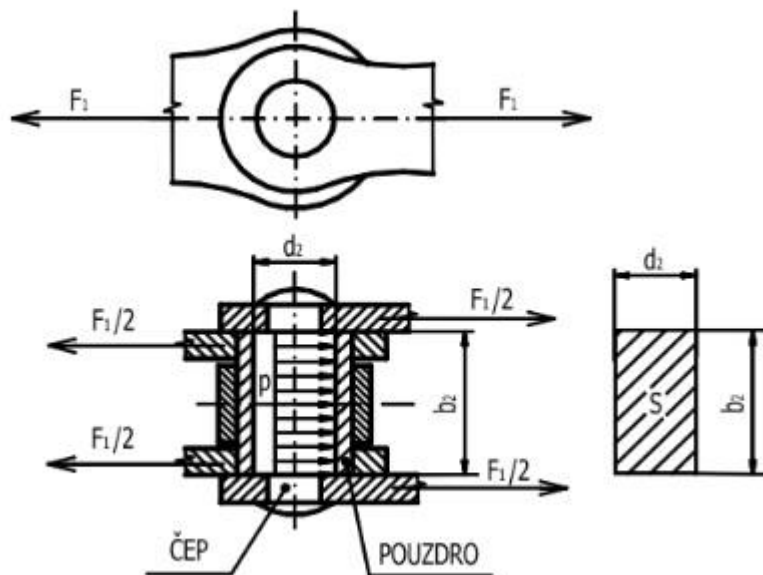
**Koeficient statické bezpečnosti**

$$\gamma_{\text{stat}} = \frac{F_B}{F_o} = \frac{60000}{6499} = 9,2 > 7 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

**Koeficient dynamické bezpečnosti**

$$\gamma_{\text{dyn}} = \frac{F_B}{F_o \cdot Y} = \frac{60000}{6499 \cdot 1,4} = 6,6 > 5 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

### 3.3.3 KONTROLA TLAKU V KLOUBU ŘETĚZU



Obr. 18 – Měrný tlak v kloubu řetězu [4]

#### Dáno:

- $p_i = 32,23 \text{ MPa}$  ...měrný tlak v kloubech řetězu, dle [4] tab. H
- $I_1 = 1,24$  ...součinitel tření, dle [4] tab. I
- $I_2 = 1$  ...součinitel mazání, dle [4] tab. D
- $F_o = 6\,499 \text{ N}$  ...celkové zatížení řetězu
- $f_s = 209,15 \text{ mm}^2$  ...styčná plocha kloubu ( $d_1 b_2$ )

#### Dovolený tlak

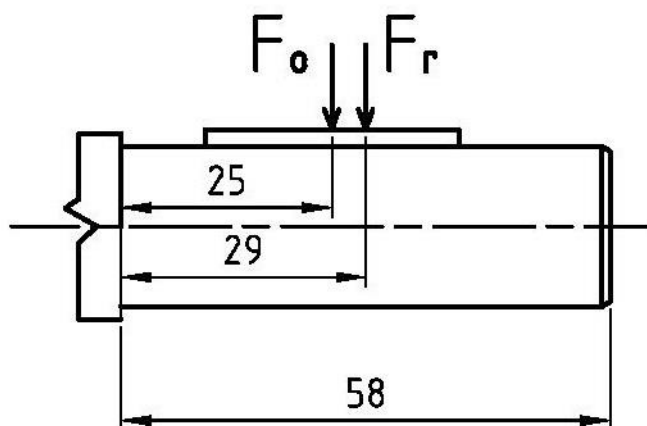
$$p_{\text{dov}} = p_i I_1 I_2 = 32,23 \cdot 1,24 \cdot 1 = 39,97 \text{ MPa}$$

#### Vypočtený tlak

$$p_v = \frac{F_o}{f_s} = \frac{6499}{209,15} = 31,07 \text{ MPa} < p_{\text{dov}} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

### 3.4 KONTROLA SÍLY NA VÝSTUPNÍ HŘÍDEL PŘEVODOVKY

Dle [18] je maximální radiální síla na válcovém výstupním hřídeli  $F_{r \max} = 6\,000\text{ N}$



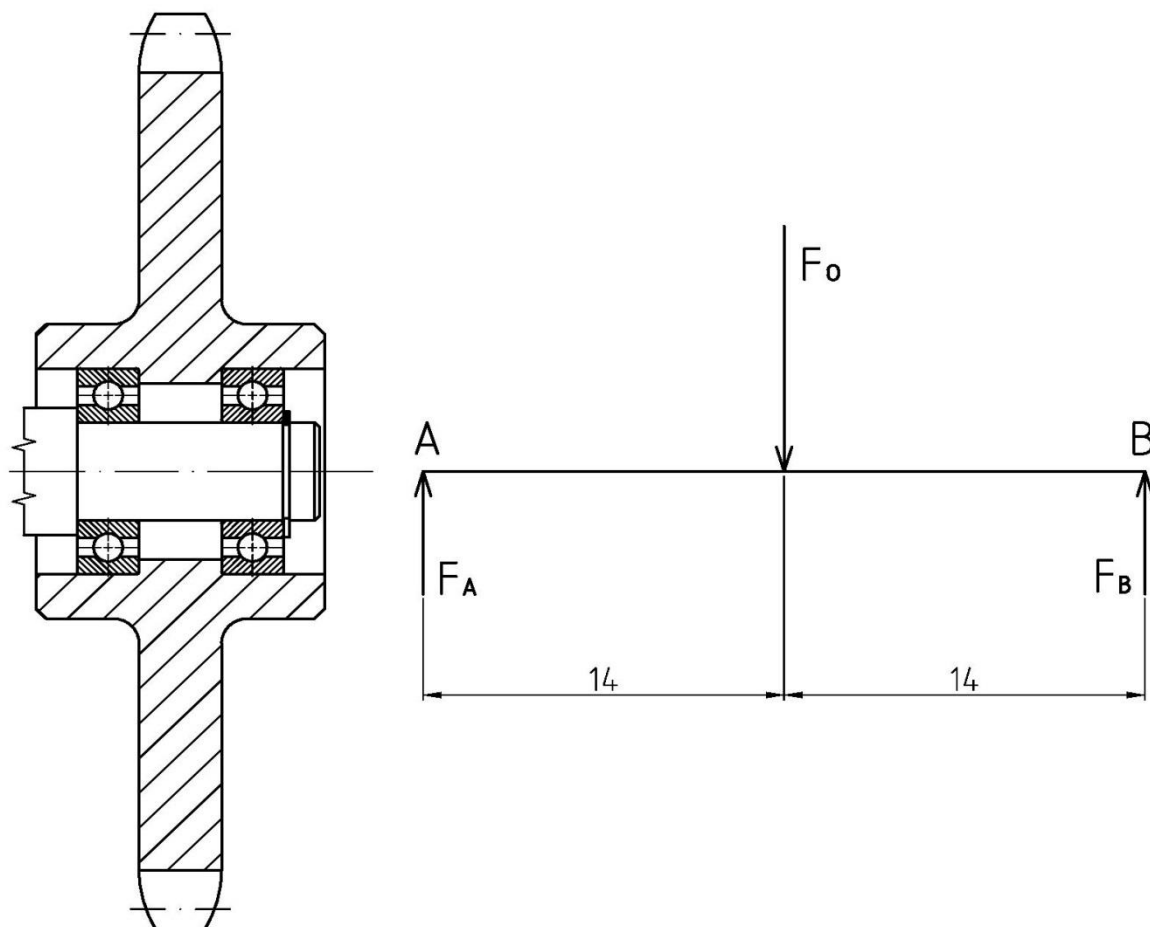
Obr. 19 - Působení sil na válcovém výstupním hřídeli

$$F_r \cdot 29 = F_o \cdot 25$$

$$F_r = \frac{F_o \cdot 25}{29} = \frac{6499 \cdot 25}{29} = 5\,603\text{ N}$$

$F_r < F_{r \max} \rightarrow$  ZVOLENÁ PŘEVODOVKA VYHOVUJE

### 3.5 KONTROLA LOŽISEK VRATNÉHO ŘETĚZOVÉHO KOLA



Obr. 20 - Silové působení na vratném řetězovém kole

Z momentové a silové rovnováhy určíme reakční síly působící na ložiska.

**Dáno:**

- $F_o = 6\,499\text{ N}$  ...celkové zatížení

**Momentová rovnováha k bodu A**

$$\sum M_A = 0$$

$$F_o \cdot 14 - F_B \cdot 28 = 0 \rightarrow F_B = \frac{F_o \cdot 14}{28} = \frac{6499 \cdot 14}{28} = 3\,249,5\text{ N}$$

**Silová rovnováha**

$$\sum F = 0$$

$$F_A + F_B - F_o = 0 \rightarrow F_A = F_o - F_B = 6499 - 3249,5 = 3\,249,5\text{ N}$$

**Výpočet trvanlivosti ložisek**

Dle ČSN 02 4630 je zvoleno ložisko 6004-2RSH SKF

Výpočet dle ČSN 02 4607 [1]

**Dáno:**

- $F_r = 3\,249,5\text{ N}$  ...radiální zatížení ložiska
- $F_a = 0\text{ N}$  ...axiální zatížení ložiska
- $C = 7\,200\text{ N}$  ...dynamická únosnost ložiska
- $n_1 = 8,07\text{ min}^{-1}$  ...otáčky ložiska v pracovním chodu
- $m = 3$  ...parametr odpovídající bodovému kontaktu valivých elementů

Vzhledem k nulové axiální síle je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska  $P_L$  rovno radiální síle  $F_r$

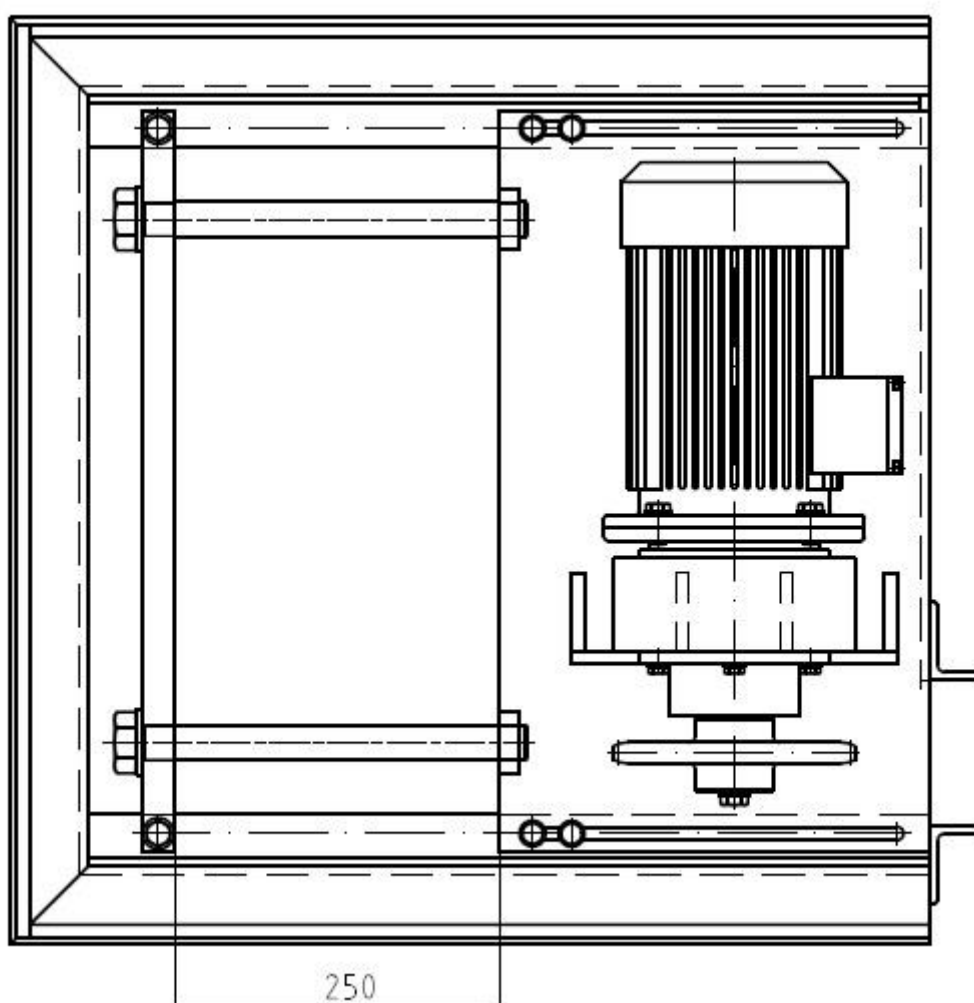
$$L_h = \left(\frac{C}{P_L}\right)^m \frac{10^6}{60 n_1} = \left(\frac{7200}{3249,5}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 8,07} = 22\,466\text{ hod.}$$

Při nepřetržitém provozu 24 hodin denně bude mít ložisko životnost 2,56 roku.

## 4 HLAVNÍ ČÁSTI ŘETĚZOVÉHO POSUNOVAČE

### 4.1 POHON S NAPÍNÁNÍM ŘETĚZU

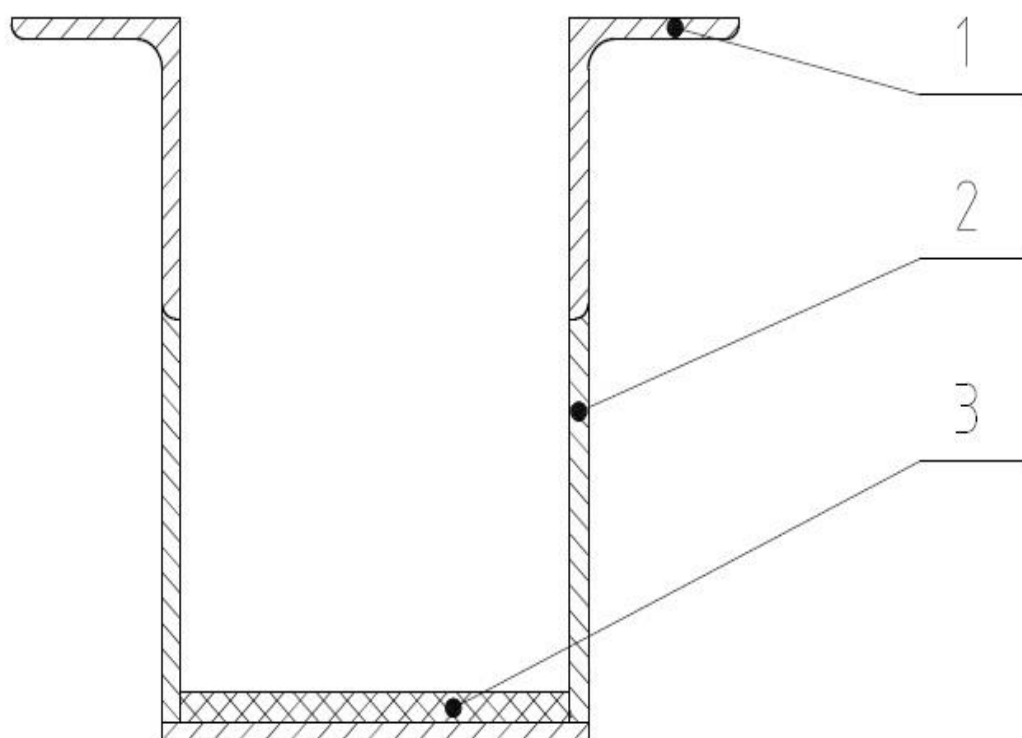
Hlavní část pohonu tvoří přírubový elektromotor s převodovkou, které jsou přišroubovány držáku motoru s převodovkou, který je spolu s vyztužením navařen k napínací desce. Na výstupní hřídel převodovky je nasazeno řetězové kolo. Kroutící moment je přenášen pomocí pera, axiální pohyb řetězového kola je zajištěn šroubem s podložkou. Napínací deska je přišroubována k rámu pohonu a napínání je realizováno pomocí šroubů s příložkou napínání. Rám je tvořen svařením plechů a L-profilů, které slouží jako vedení pro napínací desku. Rozsah napínání je zvolen 250 mm, vzhledem k délce řetězu by tento rozsah nemusel být dostačující, při dosažení maxima bych doporučil vrácení napínací desky do základní polohy a zkrácení řetězu.



Obr. 21 – Schéma pohonu s napínáním řetězu

## 4.2 DRÁHA

Dráha je tvořena ze dvou L-profilů (pozice 1), které jsou svařeny s plechy (pozice 2). Vrchní část slouží jako dráha pro pomocný vozík. Na vnitřní část dráhy je přišroubována Polyamidová deska (pozice 3), která slouží jako vedení řetězu. Na venkovní straně jsou u pohonu a vratné stanice přivařeny držáky pro koncové spínače.

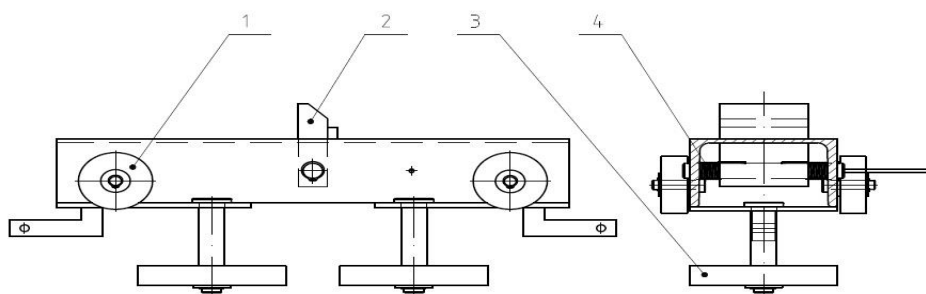


*Obr. 22 – Schéma dráhy pro vedení řetězu a pomocný vozík*



### 4.3 POMOCNÝ VOZÍK

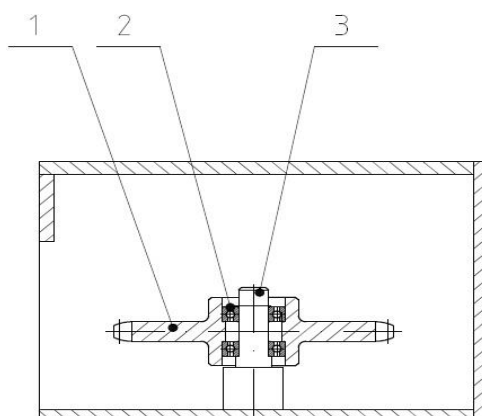
Základ vozíku tvoří U-profil, na který jsou přivařeny další důležité části. Vozík je k řetězu připevněn pomocí spojovacích článků řetězu. Hlavní funkci vozíku, posun pecního vozíku je zajištěn pomocí sklopného palce (pozice 2). Sklopný palec je k vozíku připevněn čepem a zajištěn pojistným kroužkem. Při zpětném chodu se sklopný palec ohne, návrat do funkční polohy je zajištěn pomocí zkrutných pružin (pozice 4) umístěných po obou stranách palce. Po stranách vozíku jsou připevněny dva páry kol ze šedé litiny s kluzným uložením na čepu a zajištěné pojistným kroužkem. Kola jsou zvolena od firmy Renost s označením CL-K075/12 (pozice 1). Tyto kola zajišťují pohyb vozíku po dráze. Na spodní straně vozíku jsou přimontována kola s označením CL-G150/20 (pozice 3) od stejného výrobce, která zamezují příčnému pohybu.



Obr. 23 – Schéma pomocného vozíku

### 4.4 VRATNÁ STANICE

Hlavní část vratné stanice tvoří řetězové kolo (pozice 1) s ložisky SKF s označením 6004-2RSH (pozice 2), jedná se o ložiska s plastovými kryty po obou stranách ložiska. Kolo je nasazeno na čepu s osazením (pozice 3) a proti axiálnímu posunu zajištěno pojistným kroužkem. Tento čep je uložen a přivařen k rámu vratné stanice.



Obr. 23 – Schéma vratné stanice

## ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo provedení konstrukčního návrhu řetězového posunovače pro technologickou výrobní linku. Při výpočtech bylo vycházeno ze zadaných parametrů s ohledem na požadavky kompaktnosti a malých rozměrů. Vzhledem k velké vzdálenosti pohonu a vratné stanice je do výpočtu výkonu motoru zahrnuta i třecí síla odporu řetězu. Převodovka byla volena s ohledem na malé rozměry a vysokou účinnost. Následně byla provedena pevnostní kontrola řetězu a kontrola životnosti zvolených ložisek. Na závěr byly popsány hlavní části řetězového posunovače. Součástí této práce je potřebná výkresová dokumentace.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [2] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290
- [3] ČSN 01 4811. *Řetězová kola pro hnací válečkové a pouzdrové řetězy*. Praha: Český normalizační institut, 1960.
- [4] ŘETĚZY VAMBERK spol. s r.o.. *Volba hnacího válečkového řetězu* [online]. 2006 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: [http://www.retezy-vam.com/images/PDF/vypocet\\_valeckoveho\\_retezu.pdf](http://www.retezy-vam.com/images/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf)
- [5] SIEMENS. *Nízkonapěťové standardní motory 1LA7* [online]. 2009 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: [http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data\\_files/katalogy/k02/cat\\_k02\\_2010-04\\_cz.pdf](http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/k02/cat_k02_2010-04_cz.pdf)
- [6] UXA : Professional část. *Řetězy a řetězová kola* [online]. ©2009 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.uxa.cz/#retezy-a-retezova-kola>
- [7] TOS ZNOJMO a.s.. *Skladování, uvedení do provozu, údržba* [online] 2008 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://data.tos-znojmo.cz/www.tos-znojmo.cz/produkce/va-b/cz/sklad.htm>
- [8] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Pouzdrové řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/pouzdrove-retezy/>
- [9] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Pouzdrové řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/pouzdrove-retezy/standardni-retezy/>
- [10] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Válečkové řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/valeckove-retezy/>
- [11] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Válečkové řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/valeckove-retezy/retezy-jednorade-evropska-rada-b/>
- [12] CONTRA PRAHA s.r.o.. *Zubové řetězy vysoké kvality* [online]. 2008-2015 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: [http://www.contra.cz/cz/novinky/87\\_Zubove-retezy-vysoke-kvality.xhtml](http://www.contra.cz/cz/novinky/87_Zubove-retezy-vysoke-kvality.xhtml)
- [13] Feron a.s.. *Článekový vysokopevnostní řetěz pro důlní zařízení DIN 22252* [online]. ©2004-2013 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/vyhledavani/327>

- [14] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Gallovy řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/gallovy-retezy/>
- [15] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Gallovy řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/gallovy-retezy/standardni-retezy/>
- [16] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Fleyerovy řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/fleyerovy-retezy/>
- [17] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Fleyerovy řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/fleyerovy-retezy/retezy-standardni-rada-ll-25/>
- [18] Strojírna Kukleny spol. s r.o.. *Jednostupňové převodovky EC ECP s válcovým výstupním hřídelem* [online]. ©2010 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://strojirna.cz/strojirenska-vyroba/pomalubezne-excentricke-reduktory-ec-box/>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a$	[m]	Osová vzdálenost
$b_1$	[mm]	Vnitřní šířka řetězu
$b_a$	[mm]	Zaoblení zubů
$b_{f1}$	[mm]	Šířka zubu řetězového kola
$C$	[N]	Dynamická únosnost ložiska
$d$	[mm]	Průměr roztečné kružnice řetězového kola
$d_1$	[mm]	Průměr válečku řetězu
$d_a$	[mm]	Průměr hlavové kružnice řetězového kola
$d_f$	[mm]	Průměr patní kružnice řetězového kola
$d_g$	[mm]	Největší průměr věnce
$F$	[N]	Zadaná tažná síla
$F_a$	[N]	Maximální axiální síla na válcovém výstupním hřídeli převodovky
$F_B$	[N]	Zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu
$f_d$	[mm]	Rozdíl poloměrů roztečné kružnice řetězového kola a věnce
$F_o$	[N]	Obvodová síla
$F_r$	[N]	Maximální radiální síla na válcovém výstupním hřídeli převodovky
$f_s$	[mm <sup>2</sup> ]	Styčná plocha kloubu řetězu
$f_t$	[–]	Součinitel tření mezi řetězem a vedením
$F_t$	[N]	Třecí síla
$F_T$	[N]	Výsledná tažná síla
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$i$	[–]	Převodový poměr
$I_1$	[–]	Součinitel tření řetězu
$I_2$	[–]	Součinitel mazání řetězu
$L_h$	[hod.]	Životnost ložiska
$n_1$	[s <sup>-1</sup> ]	Otáčky hnacího hřídele v pracovním chodu
$n_2$	[s <sup>-1</sup> ]	Otáčky hnacího hřídele ve zpětném chodu
$n_4$	[s <sup>-1</sup> ]	Jmenovité otáčky motoru pro 4 póly
$n_8$	[s <sup>-1</sup> ]	Jmenovité otáčky motoru pro 8 pólů
$o$	[m]	Obvod řetězového kola
$P$	[W]	Výkon motoru
$p$	[mm]	Rozteč řetězu

$P_4$	[W]	Jmenovitý výkon motoru pro 4 póly
$P_8$	[W]	Jmenovitý výkon motoru pro 8 pólů
$p_{dov}$	[MPa]	Dovolený tlak v kloubu řetězu
$p_i$	[MPa]	Měrný tlak v kloubech řetězu
$p_v$	[MPa]	Skutečný tlak v kloubu řetězu
$q$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Váha řetězu na metr jeho délky
$r_e$	[mm]	Poloměr boku zubu
$r_i$	[mm]	Poloměr dna zubní mezery
$r_x$	[mm]	Poloměr zaoblení zubů
$T_1$	[N·m]	Maximální hodnota vstupního momentu převodovky
$T_2$	[N·m]	Maximální hodnota výstupního momentu převodovky
$v_1$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Pracovní rychlost pojezdu
$v_2$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Zpětná rychlost pojezdu
$Y$	[–]	Součinitel rázu
$z$	[–]	Počet zubů řetězového kola
$\alpha$	[°]	Úhel otevření
$\gamma_{dyn}$	[–]	Koeficient dynamické bezpečnosti
$\gamma_{stat}$	[–]	Koeficient statické bezpečnosti
$\delta$	[mm]	Dovolené obvodové házení
$\delta_z$	[mm]	Dovolené čelní házení na průměru patní kružnice
$\eta_p$	[–]	Účinnost převodovky
$\pi$	[–]	Ludolfovo číslo

## SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Sestavný výkres řetězového posunovače	2019-A0-001	1 ks
Seznam položek	2019-A0-001-01	2 ks
Podsestava pohonu s napínáním řetězu	2019-A0-001/00	1 ks
Seznam položek	2019-A0-001/00-1	2 ks
Výrobní výkres řetězového kola	2019-A3-001/01	1 ks